

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2003-83343  
(P2003-83343A)

(43) 公開日 平成15年3月19日 (2003.3.19)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	ターム(参考)
F 1 6 C 33/66		F 1 6 C 33/66	Z 3 C 0 1 1
B 2 3 Q 11/12		B 2 3 Q 11/12	E 3 J 1 0 1
F 1 6 C 35/12		F 1 6 C 35/12	
F 1 6 N 7/32		F 1 6 N 7/32	B
7/38		7/38	B
審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 13 頁)			

(21) 出願番号 特願2001-278102(P2001-278102)

(22) 出願日 平成13年9月13日 (2001.9.13)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社  
東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者 杉田 澄雄

神奈川県藤沢市鵠沼神明1丁目5番50号  
日本精工株式会社内

(74) 代理人 100105647

弁理士 小栗 昌平 (外4名)

Fターム(参考) 3C011 FF06

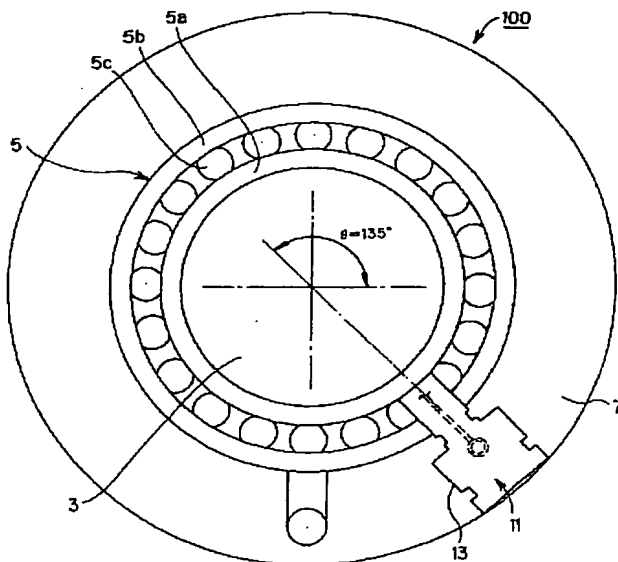
3J101 AA01 AA62 CA01 CA06 CA11  
CA17 EA67 FA31 FA32 CA31

(54) 【発明の名称】 主軸装置

(57) 【要約】

【課題】 高速化した場合にも、良好な潤滑性能の確保によって安定した軸の回転性能を維持でき、且つ、騒音の低減、軸の駆動エネルギーの節約を図ることのできる主軸装置を得る。

【解決手段】 主軸装置100の軸3を回転自在に支承する転がり軸受5への潤滑を、ハウジング7に装備した潤滑油ノズル13から微量の潤滑油を直接噴射することで行うと同時に、潤滑油ノズル13には、軸3の回転による気流に起因した潤滑油の吸い出しが1ショットの吐出量未満となるように、基端側潤滑油経路13bと先端側潤滑油経路13cとを形成する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、

前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が  $10 \sim 100 \text{ m/sec}$  の範囲、且つ、吐出量が 1 ショット当たり  $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$  の範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、

前記潤滑油ノズルは、潤滑油を先端の吐出口に導く潤滑油経路として、前記ノズル本体の軸線方向に沿って直線状に穿設された基端側潤滑油経路と、前記基端側潤滑油経路の先端と前記吐出口とを連通させるように潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された先端側潤滑油経路とを備えると共に、前記先端側潤滑油経路の容積を当該潤滑油ノズルによる 1 ショット当たりの吐出量未満に設定し、

且つ、前記基端側潤滑油経路の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角  $\theta$  が  $10 \sim 170^\circ$  の範囲に入るように設定したことを特徴とする主軸装置。

【請求項 2】 軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、

前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が  $10 \sim 100 \text{ m/sec}$  の範囲、且つ、吐出量が 1 ショット当たり  $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$  の範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、

前記潤滑油ノズルは、潤滑油を先端の吐出口に導く潤滑油経路として、潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された長さが  $3 \text{ mm}$  以上の先端側潤滑油経路を備えると共に、前記先端側潤滑油経路の前記吐出口から  $3 \text{ mm}$  までの容積を当該潤滑油ノズルによる 1 ショット当たりの吐出量未満に設定し、

且つ、前記先端側潤滑油経路の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角  $\phi$  が  $20 \sim 160^\circ$  の範囲に入るように設定したことを特徴とする主軸装置。

【請求項 3】 軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、

前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が  $10 \sim 100 \text{ m/sec}$  の範囲、且つ、吐出量が 1 ショット当たり  $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$  の範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、

前記潤滑油ノズルは、潤滑油を先端の吐出口に導く潤滑油経路の途中で前記吐出口からの容積が当該潤滑油ノズルによる 1 ショット当たりの吐出量未満となる位置に、逆流を防止する逆止弁を設けたことを特徴とする主軸装置。

【請求項 4】 軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した複数の軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記複数の軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、

前記潤滑油供給機構は、複数の設けられた前記軸受にそれぞれ潤滑油を噴射する複数の潤滑油ノズルを備え、前記複数の潤滑油ノズルは前記請求項 1 乃至請求項 3 に記載のいずれかのノズルであることを特徴とする主軸装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構を備える主軸装置に関するもので、詳しくは、軸の回転性能や耐久性の向上に不可欠な軸受の潤滑性能を向上させるための改良に係るものである。

## 【0002】

【従来の技術】工作機械を始めとする各種の産業機械等で、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備えた構成の主軸装置が使用されている。

【0003】工作機械等に使用される従来の主軸装置の場合、搭載される潤滑油供給機構は、オイルミスト方式、オイルエア方式、ジェット方式等に大別することができる。

【0004】オイルミスト方式の潤滑油供給機構は、油タンク、ポンプ、プランジャ、分圧機、圧縮空気源、電磁バルブ、及びノズルを有して構成され、潤滑油を微細な霧状にして、圧縮空気により空気配管中を搬送し、軸受内部に向けて噴射する構成である。

【0005】オイルエア方式の潤滑油給油機構は、油タンク、ポンプ、分配器、圧縮空気源、プランジャ及びノズルを有して構成され、プランジャの機械的機構により一定量に調整された潤滑油滴 ( $0.01 \sim 0.03 \text{ mm}$ ) を空気配管中に吐出し、空気によりノズルまで運ん

で軸受内部に向けて噴射する構成である。

【0006】ジェット方式の潤滑油給油機構は、圧縮空気を、高圧ポンプにより潤滑油を高圧にし、吐出径を絞ったノズルから潤滑油を高速で軸受内部に向けて噴射する構成である。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところで、最近の傾向として、工作機械等に用いられる主軸装置では高速化の要求が高い。しかし、前述した従来の各方式の潤滑油供給機構では、主軸装置の高速化に対して、以下に示す問題が生じる。

【0008】通常、主軸装置の軸の回転を高速化していくと、軸の外周面に接触する空気の層によって軸の外周にエアカーテンが形成される。しかし、オイルミスト方式やオイルエア方式の潤滑油供給機構の場合は、圧縮空気に含ませて軸受に噴射される潤滑油粒が小さく、しかも吐出速度が小さいため、潤滑油粒の持つ慣性質量が微小になる。そのため、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンによって潤滑油粒の噴射が遮られ、潤滑油が軸受内に到達できず、潤滑不足による軸受の焼き付き等の問題が発生する虞があった。

【0009】更に、オイルミスト方式やオイルエア方式の潤滑油供給機構の場合、大流量の圧縮空気が、軸受内に噴射されて、軸受内の転動体により剪断される際に、風切り音が発生し、この風切り音が騒音となる虞があった。また、オイルミスト方式やオイルエア方式の潤滑油供給機構の場合、潤滑油粒の搬送・噴射に大流量の圧縮空気を、比較的に大型の圧縮空気源が必要で、圧縮空気源が装置の大型化を招くという問題もあった。

【0010】一方、ジェット方式の潤滑油供給機構の場合、高圧の潤滑油を軸受に直接噴射するため、前述したオイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して、軸受に向かって飛ぶ潤滑油粒が大きく、慣性質量も大きい。そのため、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンによって潤滑油粒の噴射が遮断される虞は少ない。しかし、供給する潤滑油量を微量又は超微量に制限することが極めて難しく、過剰に供給された潤滑油が軸受内で攪拌抵抗となって、軸受の回転摩擦を増大させ、その結果、軸受の温度上昇と言う問題や、軸の駆動トルクの損失の増大という問題を招く虞があった。

【0011】本発明は、前述した問題点に鑑みてなされたものであり、その目的は、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンによって軸受への潤滑油供給が阻害されることがなく、また、風切り音による騒音の発生を防止すると同時に、潤滑油の過剰供給に起因する軸受の温度上昇や駆動トルク損失の増大といった問題の発生を回避することができ、軸の回転を高速化した場合にも、良好な潤滑性能の確保によって安定した軸の回転性能を維持でき、且つ、騒音の低減、軸の駆動エネルギーの節約を図ることのできる主軸装置を提供することに

ある。

【0012】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明に係る主軸装置は、請求項1に記載したように、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が $10 \sim 100 \text{ m/sec}$ の範囲、且つ、吐出量が1ショット当たり $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$ の範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、前記潤滑油ノズルは、潤滑油を先端の吐出口に導く潤滑油経路として、前記ノズル本体の軸線方向に沿って直線状に穿設された基端側潤滑油経路と、前記基端側潤滑油経路の先端と前記吐出口とを連通させるように潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された先端側潤滑油経路とを備えると共に、前記先端側潤滑油経路の容積を当該潤滑油ノズルによる1ショット当たりの吐出量未満に設定し、且つ、前記基端側潤滑油経路の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角 $\theta$ が $10 \sim 170^\circ$ の範囲に入るように設定したことを特徴とする。

【0013】このように構成された主軸装置においては、圧縮空気を、用いずに潤滑油を直接転がり軸受に噴射する直噴式で、従来のオイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して軸受に噴射される潤滑油粒が大きく、また、吐出速度も $10 \sim 100 \text{ m/sec}$ の範囲で大きい。そのため、軸受に噴射される潤滑油粒の慣性質量が大きく、潤滑油ノズルから噴射される潤滑油粒は、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンを容易に貫通して、軸受の所定部位に到達することができる。

【0014】また、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合と異なり、潤滑油の噴射に圧縮空気を利用しておらず、圧縮空気が軸受の転動体等に衝突しないため、風切り音が発生しない。更に、供給する潤滑油は、吐出量及び吐出速度を制限した微量又は超微量のため、従来のジェット方式の場合と比較して、潤滑油の過剰供給が起こらず、潤滑油の過剰供給に起因する軸受の温度上昇や駆動トルク損失の増大といった問題の発生を回避することができる。

【0015】また、噴射供給する潤滑油が微量のため、潤滑油供給機構に装備するポンプ手段は、従来のジェット方式の場合と比較すると、潤滑油の吐出量が小さな小型のものを使用することができる。

【0016】また、通常、主軸装置では、軸や軸受の回転によってこれらの軸や軸受の周囲に起こる気流が、潤

滑油ノズルの吐出口に作用して、ノズル内に残留している潤滑油の吸い出しが起こる。そして、吸い出される潤滑油の代わりに、ノズル内に空気が侵入する。このようなノズル周囲の気流によるノズル内潤滑油の吸い出し現象は、軸の回転速度を高速化する程強くなり、一定以上の空気がノズル内に侵入すると、空気の圧縮性のため、潤滑油の吐出が不能となる重大な障害を招く虞がある。本発明における潤滑油供給機構では、微量の油を高速で吐出するため、ポンプ下流の配管からノズル吐出口までの油流路は、油で全て充滿されている必要がある。潤滑油の吸い出しによって侵入した空気の量が微量でも、その空気が気泡となってノズル内をポンプ側に逆流して、ノズル内の深い位置やノズルに接続された配管等に残留してしまう場合には、残留した気泡の圧縮性によって、吐出圧が変動したり、あるいは吐出不能を招く虞がある。しかし、上記の構成では、潤滑油ノズル内の潤滑油経路を、吐出口近辺の気流による潤滑油の吸い出し作用を受ける先端側潤滑油経路と、吸い出し作用を受け難いノズル内奥の基端側潤滑油経路とから構成し、先端側潤滑油経路の内容積を1ショットの吐出量未満に設定している。そのため、外部気流によって先端側潤滑油経路内の全潤滑油が吸い出されたとしても、次の1ショットの潤滑油吐出は、吸い出された潤滑油以上の量があって、吸い出し時に吐出口から侵入した空気の吐き出しができると同時に、本来の吐出量と吸い出し量との差分の潤滑油を軸受に噴射することができ、潤滑不能という重大な障害に陥ることがない。しかも、基端側潤滑油経路の装備角度 $\theta$ が水平に対して $10^{\circ} \sim 170^{\circ}$ に設定した場合には、先端側潤滑油経路と先端側潤滑油経路との交差部は、吸い出し作用によってノズル内に侵入した空気による気泡が越えることのできない屈曲部となるため、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の先端側潤滑油経路を越えて基端側潤滑油経路内を逆流することがなく、ノズル内の深い位置やノズルに接続された配管等に気泡が混入・残留するという不都合を防止することができる。

【0017】また、本発明の主軸装置は、請求項2に記載したように、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が $10 \sim 100 \text{ m/s}$ の範囲、且つ、吐出量が1ショット当たり $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$ の範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、前記潤滑油ノズルは、潤滑油を先端の吐出口に導く潤滑油経路として、潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された長さが3mm以

上の先端側潤滑油経路を備えると共に、前記先端側潤滑油経路の前記吐出口から3mmまでの容積を当該潤滑油ノズルによる1ショット当たりの吐出量未満に設定し、且つ、前記先端側潤滑油経路の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角 $\phi$ が $20 \sim 160^{\circ}$ の範囲に入るように設定したことを特徴とする。

【0018】このように構成された主軸装置は、圧縮空気を用いずに微量又は超微量の潤滑油を直接軸受に噴射する直噴式である点で、請求項1に記載の主軸装置と共通して、この点に関しては、請求項1に記載の主軸装置と同様の作用・効果を得ることができる。また、軸や軸受の回転によって潤滑油ノズルの吐出口の近辺に発生する外部気流による吸い出しの影響は、先端側潤滑油経路が水平となす挟角 $\phi$ の調整によって緩和・規制することができる。そして、上記のように先端側潤滑油経路が水平となす挟角 $\phi$ を $20 \sim 160^{\circ}$ の範囲に設定すると、吸い出しの影響を、先端側潤滑油経路の先端の吐出口から3mm程度の範囲に制限することができ、また、吐出口から3mmまでの経路内容積を1ショット当たりの吐出量未満に設定したことで、外部気流による潤滑油ノズル内の潤滑油の吸い出し量を、潤滑油ノズルからの1ショットの吐出量未満に制限し、且つ、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の先端側潤滑油経路を越えて基端側潤滑油経路内を逆流することを防止することができる。

【0019】また、本発明の主軸装置は、請求項3に記載したように、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が $10 \sim 100 \text{ m/s}$ の範囲、且つ、吐出量が1ショット当たり $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$ の範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、前記潤滑油ノズルは、潤滑油を先端の吐出口に導く潤滑油経路の途中で前記吐出口からの容積が当該潤滑油ノズルによる1ショット当たりの吐出量未満となる位置に、逆流を防止する逆止弁を設けたことを特徴とするものである。

【0020】このように構成された主軸装置は、圧縮空気を用いずに微量又は超微量の潤滑油を直接軸受に噴射する直噴式である点で、請求項1に記載の主軸装置と共通して、この点に関しては、請求項1に記載の主軸装置と同様の作用・効果を得ることができる。また、上記の直噴式の潤滑の対象となる主軸装置には、主軸の角度を任意に調整可能な首振りタイプのものがあり、主軸の角度が変更された場合に、それに伴って潤滑油ノズルの装備姿勢も変わる。そのため、主軸の角度の変更によ

って、前述した基端側潤滑油経路と水平方向との挟角  $\theta$  や先端側潤滑油経路と水平方向との挟角  $\phi$  が当初の設定範囲から外れて、これらの角度  $\theta$ 、 $\phi$  の設定だけでは、吐出口近辺の外部気流の影響を当初の設定通りに抑制できなくなる場合がある。しかし、上記のように、潤滑油ノズルの潤滑油経路の途中に逆止弁を設けた構成であれば、その逆止弁の作用によって、吸い出される潤滑油量を制限すると同時に、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の潤滑油経路を逆流することを防止することができる。

【0021】また、本発明の主軸装置は、請求項4に記載したように、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した複数の軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記複数の軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、前記潤滑油供給機構は、複数設けられた前記軸受にそれぞれ潤滑油を噴射する複数の潤滑油ノズルを備え、前記複数の潤滑油ノズルは前記請求項1乃至請求項3に記載のいずれかのノズルであることを特徴とするものである。

【0022】このように構成された主軸装置においては、取り付けスペース等の関係でいずれかの潤滑油ノズルが選択されたとしても、いずれの潤滑油ノズルも、外部気流による吐出口からの潤滑油の吸い出し作用を低減して、良好な潤滑性を維持することができる。

【0023】また、本発明の主軸装置は、前記基端側潤滑油経路と前記先端側潤滑油経路とが一直線上に連続するように、潤滑油ノズルの装備向きを設定したことを特徴とするものである。

【0024】このように構成された主軸装置においては、潤滑油ノズルを製造する際、基端側潤滑油経路と先端側潤滑油経路とを、一気に加工することが可能で、加工工程を低減することができる。

【0025】また、本発明の主軸装置は、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が  $10 \sim 100 \text{ m/sec}$  の範囲、且つ、吐出量が1ショット当たり  $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$  の範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、且つ、前記軸上に一对の軸受が軸方向に離間して互いに接触角が逆向きとなるように対向配置されている場合に、これらの一对の軸受の一方に潤滑油を噴射する前記潤滑油ノズルは、潤滑油を先端の吐出口に導く潤滑油経路として、前記ノズル本体の軸線方向に沿って直線状に穿設された基端側潤滑油経路と、前記基端側潤滑油

経路の先端と前記吐出口とを連通させるように潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された先端側潤滑油経路とを備えると共に、前記先端側潤滑油経路の容積を、当該潤滑油ノズルによる1ショット当たりの吐出量未満に設定し、更に、前記基端側潤滑油経路の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角  $\theta$  が  $10 \sim 170^\circ$  の範囲に入るように設定し、前記一对の軸受の他方に潤滑油を噴射する前記潤滑油ノズルは、潤滑油を先端の吐出口に導く潤滑油経路として、前記ノズル本体の軸線方向に沿って直線状に穿設された基端側潤滑油経路と、前記基端側潤滑油経路の先端と前記吐出口とを連通させるように潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された長さが  $3 \text{ mm}$  以上の先端側潤滑油経路とを備えると共に、前記先端側潤滑油経路の前記吐出口から  $3 \text{ mm}$  までの容積を当該潤滑油ノズルによる1ショット当たりの吐出量未満に設定し、更に、前記先端側潤滑油経路の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角  $\phi$  が  $20 \sim 160^\circ$  の範囲に入るように設定したことを特徴とするものである。

【0026】主軸装置においては、対向する一对の軸受間に、それぞれの軸受に潤滑油を供給する潤滑油ノズルを装備する際、潤滑油ノズル相互の装備位置を、取り付けスペース等の関係で、一方の潤滑油ノズルにおいては、先端側潤滑油経路が水平方向となす角度  $\phi$  を外部気流による吸い出し作用を低減する適正範囲に設定することができない場合が生じる。しかし、そのような場合に、上記の構成の主軸装置では、先端側潤滑油経路が水平方向となす角度  $\phi$  を適正範囲に設定することができない潤滑油ノズルは、基端側潤滑油経路が水平方向となす角度  $\theta$  を適正範囲に設定することで、双方の潤滑油ノズルに対して、吐出口近辺の外部気流による吸い出しの影響を低減して、良好な潤滑性能の維持を確保すればよく、いずれの潤滑油ノズルにおいても、外部気流による吐出口からの潤滑油の吸い出し作用を低減することができる。

【0027】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係る主軸装置の好適な実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。図1は、本発明に係る主軸装置の第1の実施の形態を示したものである。この第1の実施の形態の主軸装置100は、工作機械用のもので、ワーク又は工具を高速回転する主軸となる軸3と、この軸3に内輪5aの内径面が嵌合した転がり軸受5と、転がり軸受5の外輪5bの外径面が嵌合したハウジング7と、内輪5aと外輪5bとが転動体5cを介して相対的に回転可能となった転がり軸受5に潤滑油を供給する潤滑油供給機構11とを備えている。

【0028】本実施の形態の場合、軸3は中心軸線を水平方向に向けて設置されている。また、転がり軸受5は、転動体5cが球状をなすアンギュラ玉軸受である。

【0029】潤滑油供給機構11は、転がり軸受5に潤滑油を噴射する潤滑油ノズル13と、潤滑油ノズル13

10

20

30

40

50

に微量の潤滑油を供給する図示せぬ微量潤滑装置と、微量潤滑装置の吐出した潤滑油を潤滑油ノズル 13 まで導く配管 15 (図 2 参照) とから構成されていて、転がり軸受 5 に、吐出速度が  $10 \sim 100 \text{ m/sec}$  の範囲、且つ、吐出量が 1 ショット当たり  $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$  の範囲となる微量の潤滑油を潤滑油ノズル 13 から間欠的に噴射供給する。

【0030】本実施の形態の場合、図示せぬ微量潤滑装置は、超磁歪素子の伸縮動作でピストンを駆動する往復動型のポンプ機構によって、前述の吐出速度及び吐出量の潤滑油供給を実現する。

【0031】潤滑油ノズル 13 は、図 2、3 に示すように、ハウジング 7 に嵌合保持されるノズル本体 21 と、ノズル本体 21 の先端に埋設固定されて吐出口 13a を提供するノズルチップ 23 とで構成されている。ノズル本体 21 の基端側には、図示せぬ微量潤滑装置の吐出した潤滑油を導く配管 15 が、管継手 25 を介して接続されている。なお、管継手 25 の接続部は、図 2 に示すようにノズル本体 21 の後端面に装備する他、ノズル本体 21 の側面に設けるようにし、使用しない方はプラグによって封止するようにして、ハウジング内の取り付けスペース等に応じて、使用する接続部を選択するとよい。

【0032】本実施の形態の潤滑油ノズル 13 では、潤滑油を先端の吐出口 13a に導く潤滑油経路として、ノズル本体 21 の軸線方向に沿って直線状に穿設された基端側潤滑油経路 13b と、この基端側潤滑油経路 13b の先端と吐出口 13a とを連通させるように潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された先端側潤滑油経路 13c とを備えている。そして、先端側潤滑油経路 13c の容積が、当該潤滑油ノズル 13 による 1 ショット当たりの吐出量未満となるように、先端側潤滑油経路 13c の内径と先端側潤滑油経路 13c の長さ L1 とを設定している。

【0033】更に、本実施の形態の場合は、基端側潤滑油経路 13b の向きを、図 2 に示すように、その中心軸線と水平線との間の挟角  $\theta$  が  $10 \sim 170^\circ$  の範囲に入るように設定している。また、先端側潤滑油経路 13c は、長さ L1 を 3mm 以上に設定すると共に、吐出口 13a から 3mm までの容積を当該潤滑油ノズル 13 による 1 ショット当たりの吐出量未満に設定している。また、基端側潤滑油経路 13b の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角  $\phi$  が  $20 \sim 160^\circ$  の範囲に入るように設定している。

【0034】本願発明者は、図 2、3 の潤滑油ノズル 13 にて、主軸内部の風の状態に近似させた状況下で、空気の気泡がノズル内の潤滑油経路を逆流する様子を観察した。観察にあたっては、潤滑油ノズルはアクリル製で透明であり、気泡の逆流を目視することができるものを用いた。しかし、ノズルチップのみは、実際のノズルと同等の加工精度を維持する意味で黄銅製のものを用い

た。軸受の回転に伴って発生し、エアカーテンとなって潤滑性能を阻害する気流を模擬する圧縮空気は、潤滑油ノズルの吐出方向に対して略直角に向けて噴射させ、主軸内の風の向きに近似させた。また、圧縮空気は、潤滑油ノズルの吐出口から約 8mm 程度離れた位置より、 $0.5 \text{ MPa}$  の圧力にてノズル径が 1.6mm のエアノズルより噴射した。なお、この  $0.5 \text{ MPa}$  の圧縮空気のエアノズルからの噴出速度は等エントロピー変化と仮定して計算した場合約  $300 \text{ m/s}$  で、主軸の回転体の周速度 (高速時に  $150 \text{ m/s}$  程度) より速いので、実際の条件に比べて厳しい条件下での試験である。

【0035】この条件下では空気の逆流は容易に生じ、エアノズル噴射直後に潤滑油ノズル吐出口より逆流が始まった。本来の使用条件に近い  $0.1 \text{ PMPa}$  未満のエア噴射では容易に空気の逆流は発生しないが、吐出口付近で物を振動させるなど圧力の変動を起こすと、微量の気泡が逆流することが確認された。実際のスピンドル内部においても、玉の通過などによって圧力の変動が発生して、気泡の逆流が発生するものと考えられる。本試験にて、気泡の逆流の進行が止まる条件は、実際の主軸装置においても空気の逆流が進行しない十分条件であると考えられる。

【0036】また、その他の条件として、空気の逆流が生じる度合いはノズルチップの設計によっても変わる。つまり、図 4 に示すノズルチップにおいて、チップ先端部のノズル長さ P が十分に長ければ逆流が発生しないと考えられるが、ノズル長さ P を長くすると圧力損失が大きくなること及び、ノズル径  $0.1 \text{ mm}$  程度の細穴を深くあけることは困難であるので、通常ノズル長さはノズル径の  $10.0 \sim 300\%$  程度としており、この範囲においては空気の逆流が発生する可能性があることを考慮して、チップ設計が行われるべきものである。

【0037】以上に説明した主軸装置 100 では、圧縮空気をを用いずに潤滑油を直接転がり軸受 5 に噴射する直噴式で、従来のオイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して転がり軸受 5 に噴射される潤滑油粒が大きく、また、吐出速度も  $10 \sim 100 \text{ m/sec}$  の範囲で大きい。そのため、転がり軸受 5 に噴射される潤滑油粒の慣性質量が大きく、潤滑油ノズル 13 から噴射される潤滑油粒は、軸 3 の高速運転時に軸 3 の外周に形成されるエアカーテンを容易に貫通して、転がり軸受 5 の所定部位に到達することができる。従って、軸 3 の高速運転時に、軸 3 の外周に形成されるエアカーテンによって転がり軸受 5 への潤滑油供給が阻害されることがなく、軸 3 の高速運転時にも安定した潤滑油供給によって、転がり軸受 5 を良好な潤滑状態に維持することができる。

【0038】また、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合と異なり、潤滑油の噴射に圧縮空気を利用しておらず、圧縮空気が転がり軸受 5 の転動体 5c 等に衝突しないため、風切り音が発生せず、風切り音による騒音の

発生を防止することができる。

【0039】更に、供給する潤滑油は、吐出量及び吐出速度を制限した微量又は超微量のため、従来のジェット方式の場合と比較して、潤滑油の過剰供給が起らず、潤滑油の過剰供給に起因する転がり軸受5の温度上昇や駆動トルク損失の増大といった問題の発生を回避することができる。

【0040】また、噴射供給する潤滑油が微量のため、潤滑油供給機構11に装備するポンプ手段は、従来のジェット方式の場合と比較すると、潤滑油の吐出量が小さな小型のものを使用することができる。そして、このような潤滑油用のポンプ手段の小型化や、圧縮空気源の小型化によって、装置のコンパクト化やコスト低減を図ることができる。

【0041】また、通常、主軸装置100では、軸3や転がり軸受5の回転によってこれらの軸3や転がり軸受5の周囲に起こる気流が、潤滑油ノズル13の吐出口13aに作用して、ノズル内に残留している潤滑油の吸い出しが起こる。そして、吸い出される潤滑油の代わりに、ノズル内に空気が侵入する。このようなノズル周囲の気流によるノズル内潤滑油の吸い出し現象は、軸3の回転速度を高速化する程強くなり、一定以上の空気がノズル内に侵入すると、空気の圧縮性のため、潤滑油の吐出が不能となる重大な障害を招く虞がある。また、侵入した空気の量は微量でも、その空気が気泡となってノズル内をポンプ側に逆流して、ノズル内の深い位置やノズルに接続された配管等に残留してしまう場合には、残留した気泡の圧縮性によって、吐出圧が変動したり、あるいは吐出不能を招く虞がある。

【0042】しかし、本実施の形態では、潤滑油ノズル13内の潤滑油経路を、吐出口13a近辺の気流により潤滑油の吸い出し作用を受ける先端側潤滑油経路13cと、吸い出し作用を受け難いノズル内奥の基端側潤滑油経路13bとから構成し、先端側潤滑油経路13cの内容積を1ショットの吐出量未満に設定している。そのため、外部気流によって先端側潤滑油経路13c内の全潤滑油が吸い出されたとしても、次の1ショットの潤滑油吐出は、吸い出された潤滑油以上の量があって、吸い出し時に吐出口13aから侵入した空気の吐き出しができると同時に、本来の吐出量と吸い出し量との差分の潤滑油を転がり軸受5に噴射することができ、潤滑不能という重大な障害に陥ることがない。

【0043】しかも、本願発明者の実験によれば、基端側潤滑油経路13bの装備角度 $\theta$ を色々に変更して吐出口13aから侵入した空気による気泡の挙動を確認すると、以下のことが判明した。即ち、図5に示すように、基端側潤滑油経路13bの装備角度 $\theta$ が、水平方向に対して $0^{\circ} \sim 10^{\circ}$ の領域s1、及び $170^{\circ} \sim 190^{\circ}$ の領域s2、及び $350^{\circ} \sim 360^{\circ}$ の領域s3では、先端側潤滑油経路13cに侵入した空気の気泡が、

基端側潤滑油経路13b側に押し込まれる現象が見られる。しかし、 $\theta$ が $10^{\circ} \sim 170^{\circ}$ の領域s4では、気泡の進行が先端側潤滑油経路13cと基端側潤滑油経路13bとの交点で止まる現象が見られた。更に、 $\theta$ が $190^{\circ} \sim 350^{\circ}$ の領域s5では、先端側潤滑油経路13cと基端側潤滑油経路13bの交点に到達した気泡が、順に基端側潤滑油経路13b内を浮力で上昇する現象が見られた。

【0044】従って、本実施の形態のように、基端側潤滑油経路13bの装備角度 $\theta$ が水平に対して $10 \sim 170^{\circ}$ に設定しておけば、先端側潤滑油経路13cと先端側潤滑油経路13cとの交差部は、吸い出し作用によってノズル内に侵入した空気による気泡が越えることのできない屈曲部となるため、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の先端側潤滑油経路13cを越えて基端側潤滑油経路13b内を逆流することがなく、ノズル内の深い位置やノズルに接続された配管等に気泡が混入・残留するという不都合を防止することができる。

【0045】なお、先端側潤滑油経路13cと基端側潤滑油経路13bとの交差部は、図6の(b)に、穿設加工で余分な凹部x1、x2が形成されていると、侵入した空気の気泡がこれらの凹部x1、x2に引っ掛かって、残留し易い。従って、図6(a)に示すように、先端側潤滑油経路13cと基端側潤滑油経路13bとの交差部は、不要な凹部が形成されないように、慎重に加工することが好ましい。

【0046】また、軸3や転がり軸受5の回転によって潤滑油ノズル13の吐出口13aの近辺に発生する外部気流による吸い出しの影響は、先端側潤滑油経路13cが水平となす挟角 $\phi$ の調整によって緩和・規制することができる。本願発明者の実験では、図7に示すように、先端側潤滑油経路13cの角度 $\phi$ と先端側潤滑油経路13c内に侵入する気泡の長さとの相関が得られた。この図7から、上記のように先端側潤滑油経路13cが水平となす挟角 $\phi$ を $20 \sim 160^{\circ}$ の範囲に設定すると、吸い出しの影響を、先端側潤滑油経路13cの先端の吐出口13aから3mm程度の範囲に制限することができ、また、吐出口13aから3mmまでの経路内容積を1ショット当たりの吐出量未満に設定したことで、外部気流による潤滑油ノズル13内の潤滑油の吸い出し量を、潤滑油ノズル13からの1ショットの吐出量未満に制限し、且つ、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の先端側潤滑油経路13cを越えて基端側潤滑油経路13b内を逆流することを防止することができる。

【0047】以上をまとめると、本発明の主軸装置100では、軸3の回転を高速化した場合にも、良好な潤滑性能の確保によって安定した軸3の回転性能を維持でき、且つ、風切り音の発生を無くして騒音の低減を図ることができる。更に、潤滑油の滞留や過剰供給の発生を防止することによって転がり軸受5上での攪拌抵抗の増



大を防止し、軸3の駆動エネルギーの節約を図ることができ、また、駆動源の小型化による装置のコンパクト化を図ることができる。また、軸3や転がり軸受5の回転に起因する気流によって潤滑油ノズル13内の潤滑油の吸い出しが起きても、それによって吐出不能等の重大な障害が生じることなく、また、吸い出し時にノズル内に混入した空気の気泡がノズル内を逆流して吐出性能を低下させることもなく、高速運転時における潤滑性能の信頼性を向上させることができる。

【0048】図8は、本発明に係る主軸装置で使用する潤滑油ノズルの第2の実施の形態を示したものである。この第2の実施の形態の潤滑油ノズル33は、前述の主軸装置100において潤滑油ノズル13の代わりに装備可能なものである。この潤滑油ノズル33は、ノズル本体34の先端に、吐出口33aを有したノズルチップ35が埋設装備され、さらに、潤滑油を先端の吐出口33aに導く潤滑油経路として、基端側潤滑油経路33bと先端側潤滑油経路33cとが装備される点は、第1の実施の形態と共通している。

【0049】しかし、本実施の形態では、先端側潤滑油経路33cの途中で吐出口13aからの容積が当該潤滑油ノズル33による1ショット当たりの吐出量未満となる位置に、逆流を防止する逆止弁37を設けている。この逆止弁37は、潤滑油の圧力で弁体37aがバネ37bに抗して矢印(イ)方向に変位して流路を開き、潤滑油圧がポンプ側から作用しない時には、バネ37bの付勢力で弁体37aが弁座37cに着座して、ポンプ側への逆流や、気泡の侵入を防止する構成である。なお、本実施の形態の場合、基端側潤滑油経路33bと先端側潤滑油経路33cとの交差部に、潤滑油フィルタ38が装備され、更に潤滑油フィルタ38の取付穴39は、止め栓40によって封止されている。

【0050】工作機械等の主軸装置には、主軸の角度を任意に調整可能な首振りタイプのものであり、主軸の角度が変更された場合に、それに伴ってハウジングに装備した潤滑油ノズルの装備姿勢も変わる。そのため、主軸の角度の変更によって、前述した基端側潤滑油経路33bと水平方向との挟角 $\theta$ や先端側潤滑油経路33cと水平方向との挟角 $\phi$ が当初の設定範囲から外れて、これらの角度 $\theta$ 、 $\phi$ の設定だけでは、吐出口33a近辺の外部気流の影響を当初の設定通りに抑制できなくなる場合がある。

【0051】しかし、上記のように、潤滑油ノズル33の潤滑油経路の途中で逆止弁37を設けた構成であれば、その逆止弁37の作用によって、吸い出される潤滑油量を制限すると同時に、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の潤滑油経路を逆流することを防止することができる。従って、本実施の形態の潤滑油ノズル33を使用すれば、軸や転がり軸受の回転に起因する気流によって潤滑油ノズル33内の潤滑油の吸い出しが

起きても、それによって吐出不能等の重大な障害が生じることがなく、また、吸い出し時にノズル内に混入した空気の気泡がノズル内を逆流して吐出性能を低下させることもなく、主軸が首振りタイプとなる高機能な主軸装置においても、主軸の向きに関係なく、高速運転時における潤滑性能の信頼性を向上させることができる。

【0052】図9は、本発明に係る主軸装置の第3の実施の形態を示している。ここに示した主軸装置200は、軸43と、この軸43に内輪5a内径面が嵌合した一對の転がり軸受5、5と、転がり軸受5の外輪5b外径面が嵌合したハウジング47と、内輪5aと外輪5bとが転動体5cを介して相対的に回転可能となった各転がり軸受5に潤滑油を供給する潤滑油供給機構51とを備えたもので、主軸となる軸43の中心軸線が垂直方向に設定されたものである。

【0053】潤滑油供給機構51は、各転がり軸受5、5に潤滑油を噴射する潤滑油ノズル61、62と、潤滑油ノズル61、62に微量の潤滑油を供給する図示せぬ微量潤滑装置と、微量潤滑装置の出力する潤滑油を各潤滑油ノズル61、62に導く配管64、65とを備えて、各転がり軸受5、5に、吐出速度が10~100m/secの範囲、且つ、吐出量が1ショット当たり0.0005~0.01mlの範囲となる微量の潤滑油を潤滑油ノズル61、62から間欠的に噴射供給する。

【0054】本実施の形態の場合、一對の転がり軸受5、5は、軸方向に所定距離離間し、また、互いに接触角が逆向きとなるように、軸43上に対向配置されている。

【0055】これらの一對の転がり軸受5、5の一方に潤滑油を噴射する潤滑油ノズル62は、潤滑油を先端の吐出口62aに導く潤滑油経路として、ノズル本体の軸線方向に沿って直線状に穿設された基端側潤滑油経路62bと、この基端側潤滑油経路62bの先端と吐出口62aとを連通させるように潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された先端側潤滑油経路62cとを備える。また、先端側潤滑油経路62cの容積を、当該潤滑油ノズル62による1ショット当たりの吐出量未満に設定し、更に、基端側潤滑油経路62bの向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角 $\theta$ が10~170°の範囲に入る10°に設定している。

【0056】また、一對の転がり軸受5の他方に潤滑油を噴射する潤滑油ノズル61は、潤滑油を先端の吐出口61aに導く潤滑油経路として、ノズル本体の軸線方向に沿って直線状に穿設された基端側潤滑油経路61bと、この基端側潤滑油経路61bの先端と吐出口61aとを連通させるように潤滑油の吐出方向に沿って直線状に穿設された長さが3mm以上の先端側潤滑油経路61cとを備えると共に、先端側潤滑油経路61cの吐出口61aから3mmまでの容積が当該潤滑油ノズル61による1ショット当たりの吐出量未満に設定し、更に、先



端側潤滑油経路 61c の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角  $\phi$  が  $20 \sim 160^\circ$  の範囲に入る  $80^\circ$  に設定している。

【0057】本実施の形態のような垂直軸の主軸装置の例では、軸受の下にノズルを配置することができたノズル 61 に関しては、先端側潤滑油経路の角度  $\phi$  を適正範囲にすることは容易であるが、スペースの都合上で軸受の下にノズルを配置することができないノズル 62 に関しては、先端側潤滑油経路の角度  $\phi$  を適正範囲に設定することは不可能である。

【0058】そこで、ノズル 62 は基端側潤滑油経路をノズルの軸線に対して角度をつけて形成することで、基端側潤滑油経路の角度  $\theta$  を適正範囲に設定している。主軸装置を構成するそれぞれの軸受すべてについて、角度  $\theta$  または角度  $\phi$  の少なくとも一方を適正に設定することで、ノズル吐出口付近の気流による油の吸い出しの影響を低減して良好な潤滑性能を維持することができ、信頼性の高い主軸装置を構築することが可能となる。

【0059】図 10 は、本発明に係る主軸装置の第 4 の実施の形態を示したものである。本実施の形態の主軸装置 300 では、軸 81 を回転自在に支承する転がり軸受 83 に微量な潤滑油を噴射する潤滑油ノズル 85 は、前述の各実施の形態の場合と同様に、潤滑油を吐出口 85a まで導く潤滑油経路として、潤滑油ノズル 85 のノズル本体の中心軸線に沿って直線状に穿設された基端側潤滑油経路 85b と、吐出口 85a を通る先端側潤滑油経路 85c とを備えた構成であるが、前述の基端側潤滑油経路 85b と先端側潤滑油経路 85c とが一直線上に連続するように構成する代わりに、潤滑油ノズル 85 の装備向きを設定している。

【0060】なお、吸い出しによる影響を低減するため、先端側潤滑油経路 85c は、長さが 3mm 以上で、この先端側潤滑油経路 85c の吐出口 85a から 3mm までの容積が当該潤滑油ノズル 85 による 1 ショット当たりの吐出量未満に設定し、更に、先端側潤滑油経路 85c の向きを、その中心軸線と水平線との間の挟角  $\phi$  が  $20 \sim 160^\circ$  の範囲に入る  $20^\circ$  に設定している。

【0061】このような構成にすると、潤滑油ノズル 85 を製造する際、基端側潤滑油経路 85b と先端側潤滑油経路 85c とを、一気に加工することが可能で、加工工程の低減等により、潤滑油ノズル 85 の生産性を向上させることができ、加工コストの低減を図ることができる。

【0062】なお、本発明の主軸装置は、前述した実施の形態に限定されるものでなく、適宜な変形、改良等が可能である。例えば、本発明で使用する微量潤滑装置は、前述した超磁歪素子の往復動によって微量の潤滑油を吐出する構成に限らない。例えば、微量潤滑装置自体を、潤滑油を所定の圧力で連続吐出する適宜ポンプと、ポンプの吐出口に接続されてポンプからの潤滑油の吐出

量や吐出速度を制御する切替弁とを備えた構成として、ポンプには、電動モータ等を駆動源とした公知のポンプを採用することも可能である。また、ハウジングの具体的な構造も、前述の実施の形態の構造に限らない。

【0063】

【発明の効果】以上に説明したように、請求項 1 に記載した本発明の主軸装置によれば、圧縮空気を用いずに潤滑油を直接転がり軸受に噴射する直噴式で、従来のオイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して軸受に噴射される潤滑油粒が大きく、また、吐出速度も  $10 \sim 100 \text{ m/sec}$  の範囲で大きい。そのため、軸受に噴射される潤滑油粒の慣性質量が大きく、潤滑油ノズルから噴射される潤滑油粒は、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンを容易に貫通して、軸受の所定部位に到達することができる。従って、軸の高速運転時に、軸の外周に形成されるエアカーテンによって軸受への潤滑油供給が阻害されることがなく、軸の高速運転時にも安定した潤滑油供給によって、軸受を良好な潤滑状態に維持することができる。

【0064】また、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合と異なり、潤滑油の噴射に圧縮空気を利用しておらず、圧縮空気が転がり軸受の転動体等に衝突しないため、風切り音が発生せず、風切り音による騒音の発生を防止することができる。

【0065】更に、供給する潤滑油は、吐出量及び吐出速度を制限した微量又は超微量のため、従来のジェット方式の場合と比較して、潤滑油の過剰供給が起こらず、潤滑油の過剰供給に起因する軸受の温度上昇や駆動トルク損失の増大といった問題の発生を回避することができる。

【0066】また、噴射供給する潤滑油が微量のため、潤滑油供給機構に装備するポンプ手段は、従来のジェット方式の場合と比較すると、潤滑油の吐出量が小さな小型のものを使用することができる。そして、このような潤滑油用のポンプ手段の小型化や、圧縮空気源の小型化によって、装置のコンパクト化やコスト低減を図ることができる。

【0067】また、通常、主軸装置では、軸や軸受の回転によってこれらの軸や軸受の周囲に起こる気流が、潤滑油ノズルの吐出口に作用して、ノズル内に残留している潤滑油の吸い出しが起こる。そして、吸い出される潤滑油の代わりに、ノズル内に空気が侵入する。このようなノズル周囲の気流によるノズル内潤滑油の吸い出し現象は、軸の回転速度を高速化する程強くなり、一定以上の空気がノズル内に侵入すると、空気の圧縮性のため、潤滑油の吐出が不能となる重大な障害を招く虞がある。また、侵入した空気の量は微量でも、その空気が気泡となってノズル内をポンプ側に逆流して、ノズル内の深い位置やノズルに接続された配管等に残留してしまう場合には、残留する気泡の圧縮性によって、吐出圧が変動

したり、あるいは吐出不能を招く虞がある。

【0068】しかし、上記の構成では、潤滑油ノズル内の潤滑油経路を、吐出口近辺の気流による潤滑油の吸い出し作用を受ける先端側潤滑油経路と、吸い出し作用を受け難いノズル内奥の基端側潤滑油経路とから構成し、先端側潤滑油経路の内容積を1ショットの吐出量未満に設定している。そのため、外部気流によって先端側潤滑油経路内の全潤滑油が吸い出されたとしても、次の1ショットの潤滑油吐出は、吸い出された潤滑油以上の量があつて、吸い出し時に吐出口から侵入した空気の吐き出しができると同時に、本来の吐出量と吸い出し量との差分の潤滑油を転がり軸受に噴射することができ、潤滑不能という重大な障害に陥ることがない。しかも、基端側潤滑油経路の装備角度 $\theta$ が水平に対して $10\sim170^\circ$ に設定した場合には、先端側潤滑油経路と先端側潤滑油経路との交差部は、吸い出し作用によってノズル内に侵入した空気による気泡が越えることのできない屈曲部となるため、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の先端側潤滑油経路を越えて基端側潤滑油経路内を逆流することがなく、ノズル内の深い位置やノズルに接続された配管等に気泡が混入・残留するという不都合を防止することができる。

【0069】以上をまとめると、本発明の主軸装置では、軸の回転を高速化した場合にも、良好な潤滑性能の確保によって安定した軸の回転性能を維持でき、かつ、風切り音の発生を無くして騒音の低減を図ることができ、更に、潤滑油の滞留や過剰供給の発生を防止することによって転がり軸受上での攪拌抵抗の増大を防止して、軸の駆動エネルギーの節約を図ることができ、また、駆動源の小型化による装置のコンパクト化を図ることができる。また、軸や軸受の回転に起因する気流によって潤滑油ノズル内の潤滑油の吸い出しが起きても、それによって吐出不能等の重大な障害が生じることがなく、また、吸い出し時にノズル内に混入した空気の気泡がノズル内を逆流して吐出性能を低下させることもなく、高速運転時における潤滑性能の信頼性を向上させることができる。

【0070】また、請求項2に記載した本発明の主軸装置においては、圧縮空気を用いずに微量又は超微量の潤滑油を直接軸受に噴射する直噴式である点で、請求項1に記載の主軸装置と共通して、この点に関しては、請求項1に記載の主軸装置と同様の作用・効果を得ることができる。また、軸や軸受の回転によって潤滑油ノズルの吐出口の近辺に発生する外部気流による吸い出しの影響は、先端側潤滑油経路が水平となす挟角 $\phi$ の調整によって緩和・規制することができる。そして、上記のように先端側潤滑油経路が水平となす挟角 $\phi$ を $20\sim160^\circ$ の範囲に設定すると、吸い出しの影響を、先端側潤滑油経路の先端の吐出口から3mm程度の範囲に制限することができ、また、吐出口から3mmまでの経路内容

積を1ショット当たりの吐出量未満に設定したことで、外部気流による潤滑油ノズル内の潤滑油の吸い出し量を、潤滑油ノズルからの1ショットの吐出量未満に制限し、且つ、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の先端側潤滑油経路を越えて基端側潤滑油経路内を逆流することを防止することができる。従って、この請求項2に記載の主軸装置の場合も、軸や軸受の回転に起因する気流によって潤滑油ノズル内の潤滑油の吸い出しが起きても、それによって吐出不能等の重大な障害が生じることがなく、また、吸い出し時にノズル内に混入した空気の気泡がノズル内を逆流して吐出性能を低下させることもなく、高速運転時における潤滑性能の信頼性を向上させることができる。

【0071】また、請求項3に記載した本発明の主軸装置においては、圧縮空気を用いずに微量又は超微量の潤滑油を直接軸受に噴射する直噴式である点で、請求項1に記載の主軸装置と共通して、この点に関しては、請求項1に記載の主軸装置と同様の作用・効果を得ることができる。また、上記の直噴式の潤滑の対象となる主軸装置には、主軸の角度を任意に調整可能な首振りタイプのものがあり、主軸の角度が変更された場合に、それに伴って潤滑油ノズルの装備姿勢も変わる。そのため、主軸の角度の変更によって、前述した基端側潤滑油経路と水平方向との挟角 $\theta$ や先端側潤滑油経路と水平方向との挟角 $\phi$ が当初の設定範囲から外れて、これらの角度 $\theta$ 、 $\phi$ の設定だけでは、吐出口近辺の外部気流の影響を当初の設定通りに抑制できなくなる場合がある。しかし、上記のように、潤滑油ノズルの潤滑油経路の途中に逆止弁を設けた構成であれば、その逆止弁の作用によって、吸い出される潤滑油量を制限すると同時に、吸い出しによって侵入した空気の気泡がノズル内の潤滑油経路を逆流することを防止することができる。従って、この請求項3に記載の主軸装置の場合も、軸や軸受の回転に起因する気流によって潤滑油ノズル内の潤滑油の吸い出しが起きても、それによって吐出不能等の重大な障害が生じることがなく、また、吸い出し時にノズル内に混入した空気の気泡がノズル内を逆流して吐出性能を低下させることもなく、主軸が首振りタイプとなる高機能な主軸装置においても、主軸の向きに関係なく、高速運転時における潤滑性能の信頼性を向上させることができる。

【0072】また、請求項4に記載した本発明の主軸装置においては、取り付けスペース等の都合によっていずれの潤滑油ノズルも、外部気流による吐出口からの潤滑油の吸い出し作用を低減して、良好な潤滑性を維持することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る主軸装置の第1の実施の形態の横断面図である。

【図2】図1に示した潤滑油ノズルの縦断面図である。

【図3】図2のA矢視図である。

【図4】潤滑油ノズルにおけるノズルチップの概略図である。

【図5】図2に示した潤滑油ノズルにおける角度 $\theta$ の設定範囲と、ノズルに侵入した空気の気泡の挙動との対応を示す説明図である。

【図6】図2に示した潤滑油ノズルにおける先端側潤滑油経路の形成例の説明図である。

【図7】先端側潤滑油経路が水平方向となす挟角 $\phi$ と、先端側潤滑油経路に侵入する気泡の長さとの関係を示す

【図8】本発明に係る主軸装置の第2の実施の形態の潤滑油ノズルの縦断面図である。

【図9】本発明に係る主軸装置の第3実施の形態の縦断面図である。

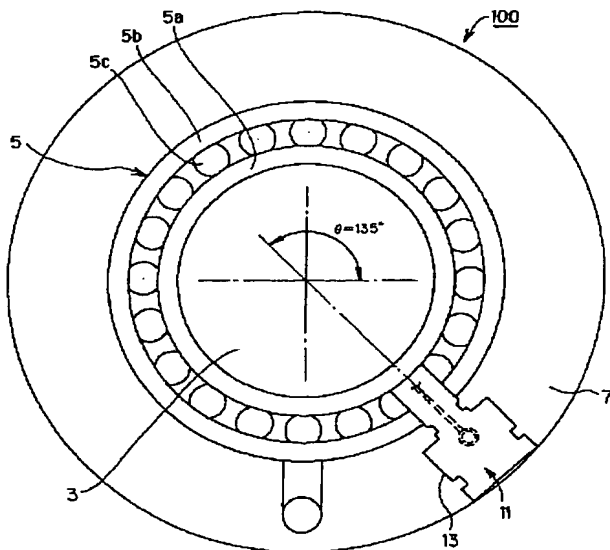
【図10】本発明に係る主軸装置の第4実施の形態の縦断面図である。

【符号の説明】

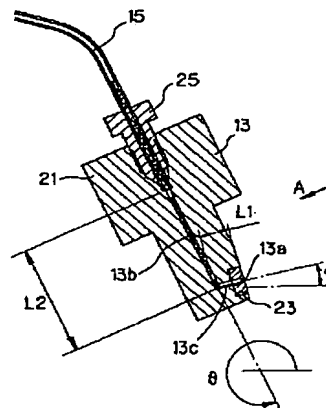
- 3 軸
- 5 転がり軸受
- 5a 内輪
- 5b 外輪
- 5c 転動体
- 7 ハウジング

- 11 潤滑油供給機構
- 13 潤滑油ノズル
- 13a 吐出口
- 13b 基端側潤滑油経路
- 13c 先端側潤滑油経路
- 23 ノズルチップ
- 43 軸
- 61 潤滑油ノズル
- 61a 吐出口
- 61b 基端側潤滑油経路
- 61c 先端側潤滑油経路
- 62 潤滑油ノズル
- 62a 吐出口
- 62b 基端側潤滑油経路
- 62c 先端側潤滑油経路
- 81 軸
- 83 軸受
- 85 潤滑油ノズル
- 85a 吐出口
- 85b 基端側潤滑油経路
- 85c 先端側潤滑油経路
- 100 主軸装置
- 200 主軸装置
- 300 主軸装置

【図1】



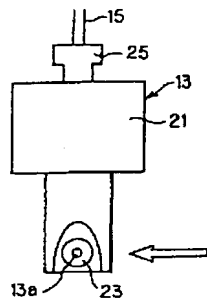
【図2】



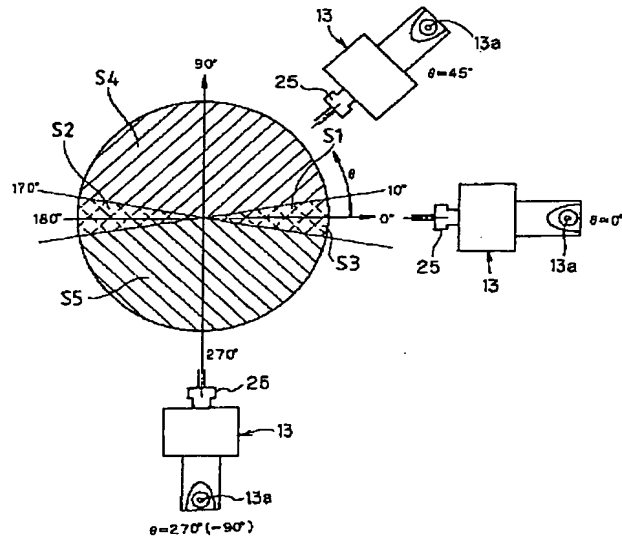
【図4】



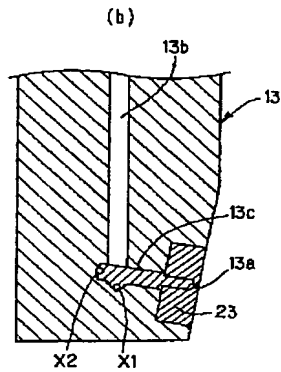
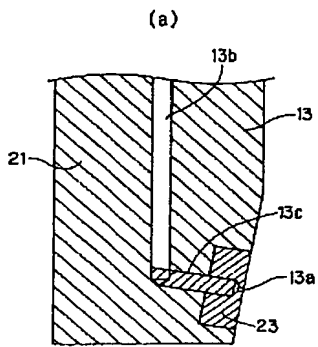
【図3】



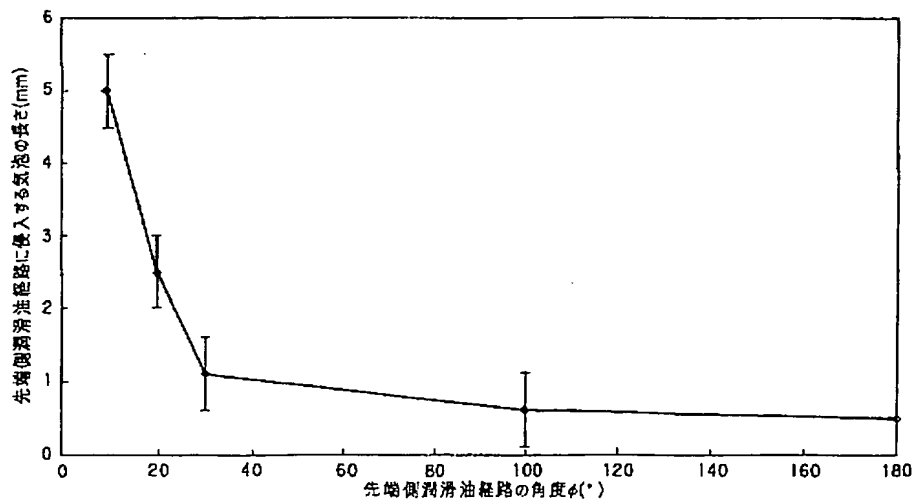
【図5】



【図6】



【図7】



【図8】

